Segunda aula de teoria de ME5330

Fevereiro de 2011

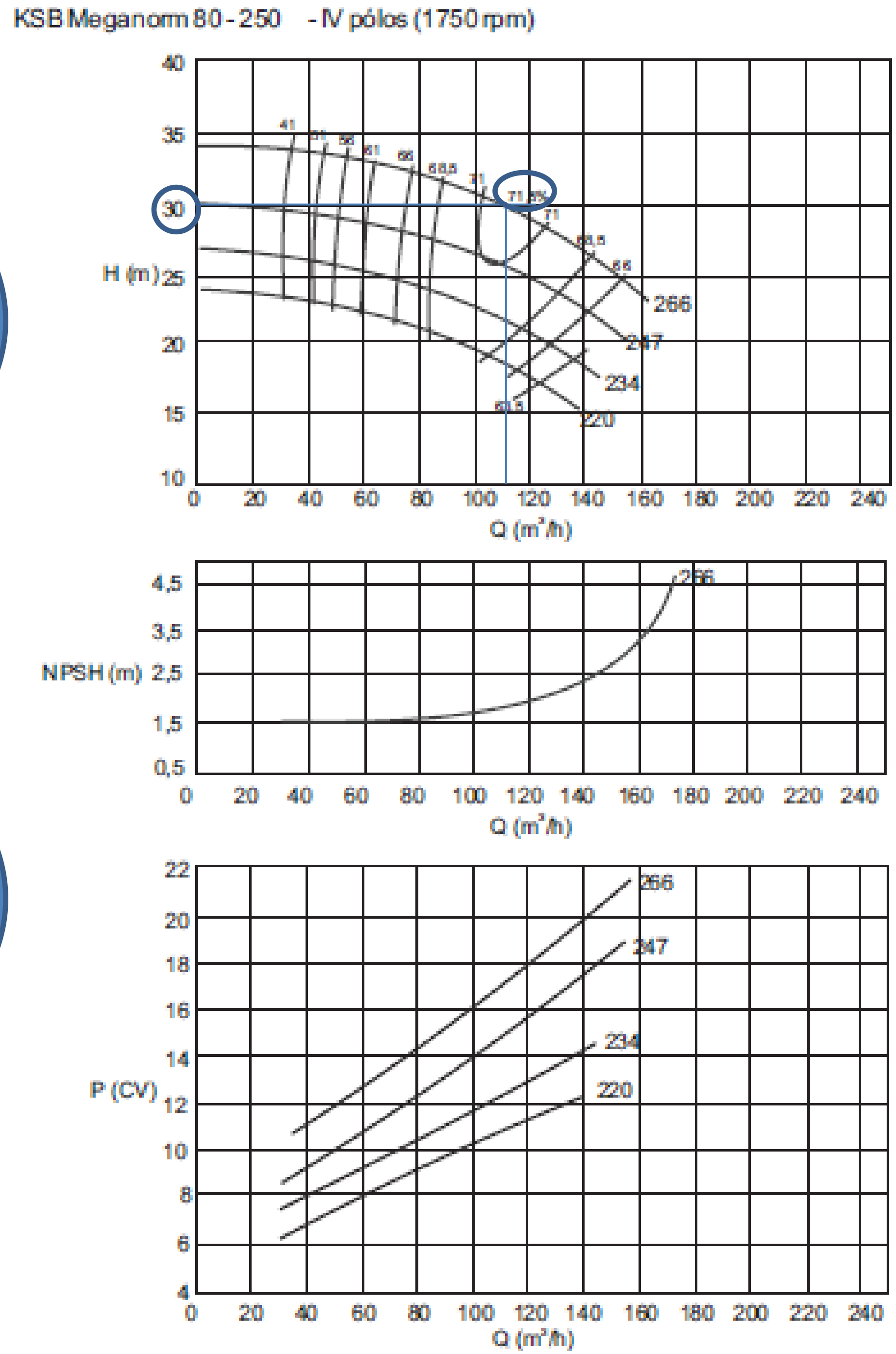
As curvas características das bombas são de fundamental importância para a correta utilização das mesmas. Portanto, a perfeita compreensão dessas curvas é de extrema importância para o estudo das instalações de bombeamento.

O QUE SÃO AS CURVAS CARACTERÍSTICAS DE UMA BOMBA?

Curvas características das bombas são representações gráficas que traduzem o funcionamento da bomba, obtidas através de experiências do fabricante, onde a bomba vence diversas alturas manométricas com diversas vazões, verificando também a sua eficiência, o seu $NPSH_{requerido}$ e a potência absorvida (potência da bomba) para as vazões estipuladas.

EXEMPLO DE CURVAS CARACTERÍSTICAS DE BOMBA, NO CASO, UMA BOMBA CENTRÍFUGA.

A BOMBA É PROJETADA PARA FUNCIONAR COM CERTO PAR DE VALORES Q E H_B .



Para o exemplo anterior o ponto que o fabricante denomina de ponto de projeto: h_B = 71,5% (máximo rendimento), Q = 111,429 m³/h e H_B = 30 m, são para o diâmetro do rotor de 266 mm.

Mas pode-se desejar trabalhar num ponto diferente desse e isto torna mais viável a fabricação da bomba em questão.

Importante: se for necessário trabalhar em outro ponto, para se procurar evitar dois fenômenos indesejáveis, recirculação e cavitação, deve-se procurar trabalhar com a vazão no intervalo:

$$0{,}5 \times Q_{projeto_{fabricante}} \leq Q_{trabalho} \leq 1{,}2 \times Q_{projeto_{fabricante}}$$

Quando no campo anterior não se consegue os valores para uma dada bomba, pode-se recorrer ao corte no rotor, que vem a ser a redução em seu diâmetro, com apenas uma operação mecânica de usinagem de modo a obter-se um diâmetro D'_R menor que o D_R (no caso do exemplo 266 mm), sem alterar as demais peças da bomba. Isto é mais viável nas bombas centrífugas radiais.

O rendimento caí, mas isso não impede o uso desse recurso, principalmente pelos fabricantes de bombas, que almejam ampliar a utilização da bomba em relação ao par Q e H_B definido no rendimento máximo.

VEJAMOS
COMO
ESCOLHER UM
NOVO
DIÂMETRO!

Segundo Karassik em Centrifugal Pumps e Consultor de Bombas Centrífugas, com exceção das centrífugas lentas, ou seja, para as centrífugas normais com reduções até 20%, na prática a vazão varia diretamente com o diâmetro do rotor.

Conhece-se a curva característica da bomba $H_B=f(Q)$ para um diâmetro de rotor D_{Rm} e uma certa rotação n. Deseja-se determinar, para os valores novos H_{Bp} e Q_p o diâmetro D_{Rp}.

Marcamos o ponto A por suas coordenadas H_{Bp} e Q_p.

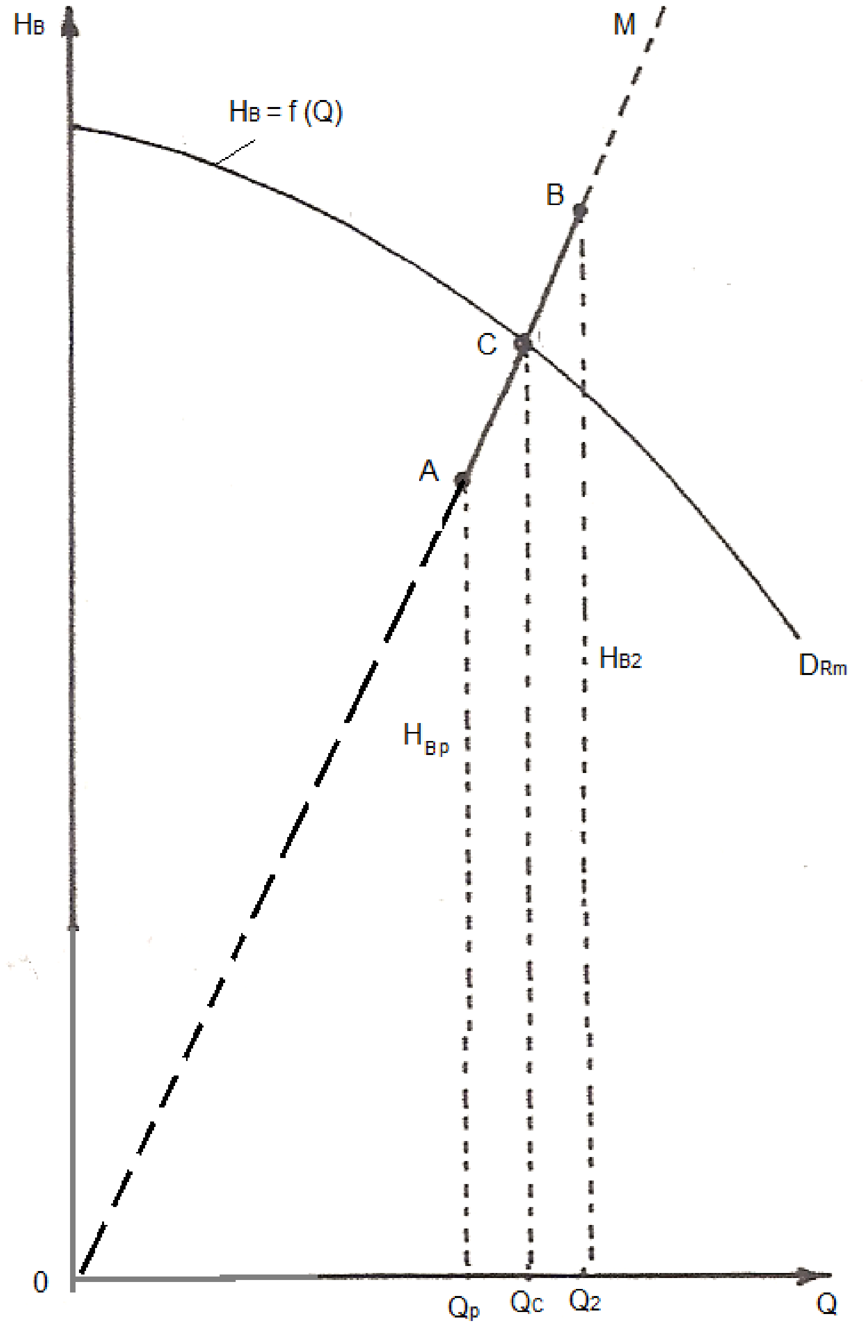
Adota-se uma vazão Q_2 maior que Q_p e para achar a carga correspondente a essa vazão, recorre-se:

$$H_{B2} = H_{Bp} \times \left(\frac{Q_2}{Q_p}\right)^2$$

o que nos permite marcar o ponto B.

Ligamos A a B a origem do eixo cartesiano e determinamos o ponto C sobre a curva da bomba e isso, além de possibilitar a obtenção da vazão Q_C nos permite determinar D_{Rp}:

$$\frac{Q_p}{Q_C} = \frac{D_{Rp}}{D_{Rm}}$$



Stepanoff afirma que a relação dos diâmetro dos rotores é a mesma que a das vazões, mas introduz uma correção como mostra a tabela a seguir:

Diâmetro calculado em % do diâmetro original	**65**	**70**	**75**	**80**	**85**	**90**	**95**
Diâmetro necessário em % do diâmetro original	71	73	78	83	87	91,5	95,5

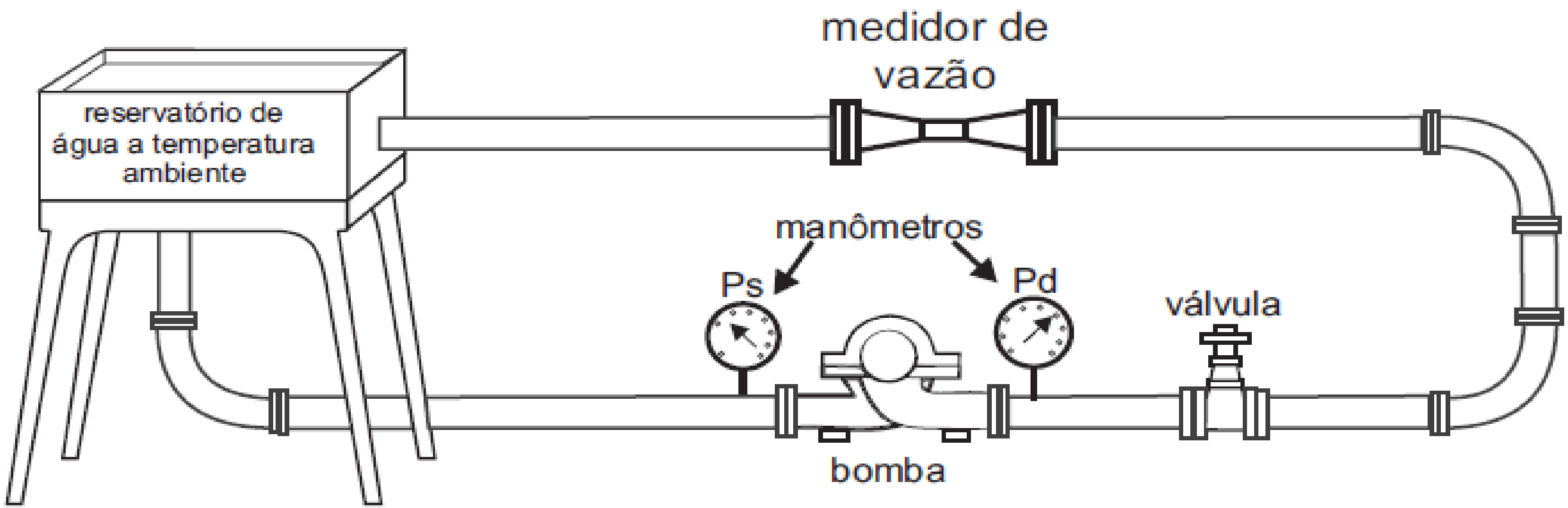
Apesar das considerações anteriores serem bastante usadas é também possível se usar que a relação das vazões variam com os quadrados dos diâmetros dos rotores, ou seja:

$$\frac{Q_p}{Q_C} = \frac{D_{Rp}^2}{D_{Rm}^2}$$

Vamos conhecer como o fabricante traça as curvas de uma bomba.

Inicialmente, vamos ver a obtenção de $H_B = f(Q)$

De uma maneira simplificada, as curvas são traçadas da seguinte forma, conforme esquema abaixo.



Considerando-se que:

- seja a pressão de sucção no flange de sucção da bomba;
- seja a pressão de descarga no flange de descarga da bomba;
- a bomba em questão esteja com um diâmetro de rotor conhecido;
- exista uma válvula situada logo após a boca de recalque da bomba, com a finalidade de controle de vazão;
- exista um medidor de vazão, seja ele qual for, para obtermos os valores da vazão em cada ensaio.

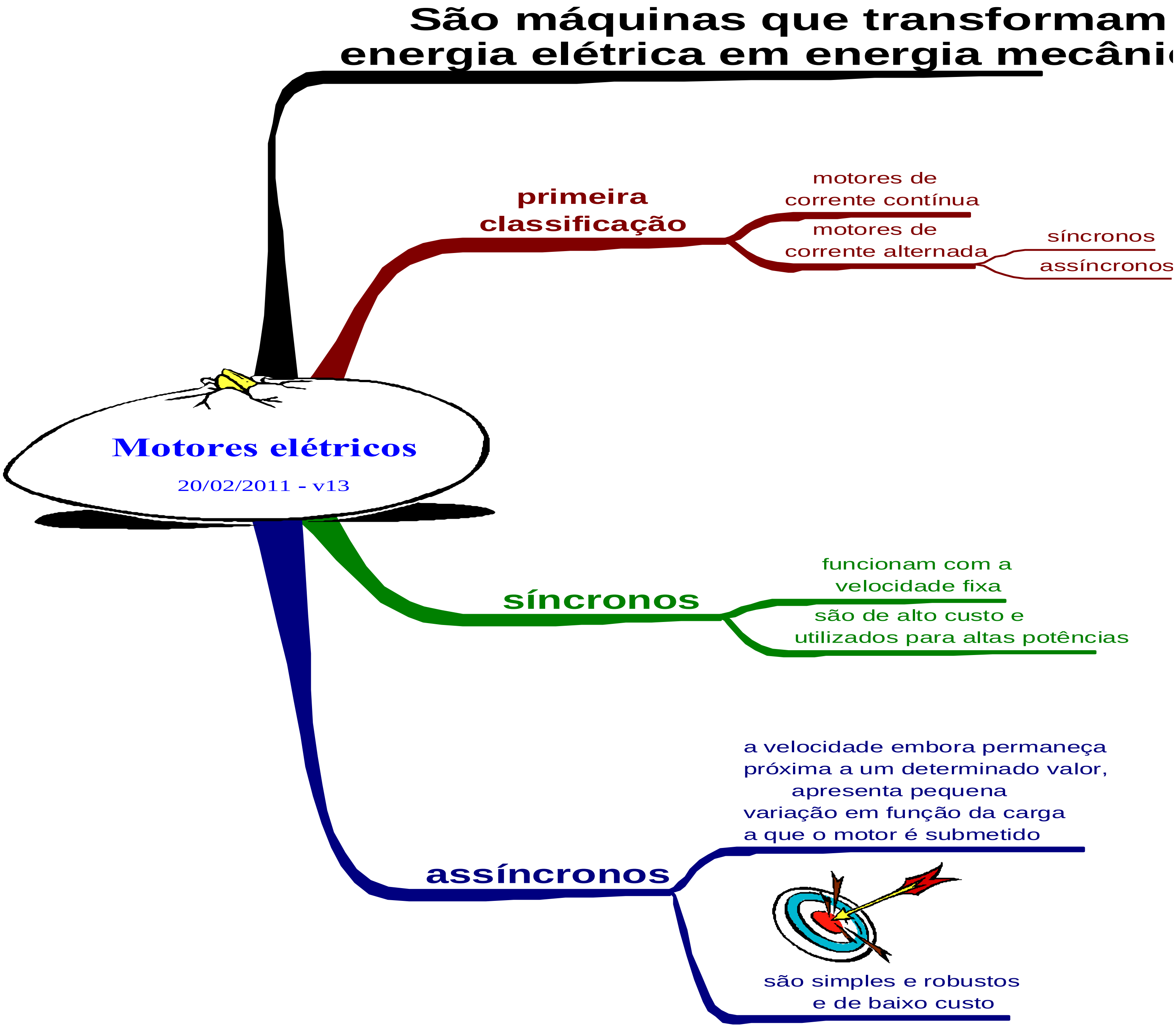
Compare a bancada esquematizada anteriormente com a nossa.

1º - Coloca-se a bomba em funcionamento, com a válvula de controladora da vazão totalmente fechada (Q = 0); determina-se a carga manométrica da bomba, que será igual a pressão de descarga menos a pressão de sucção.

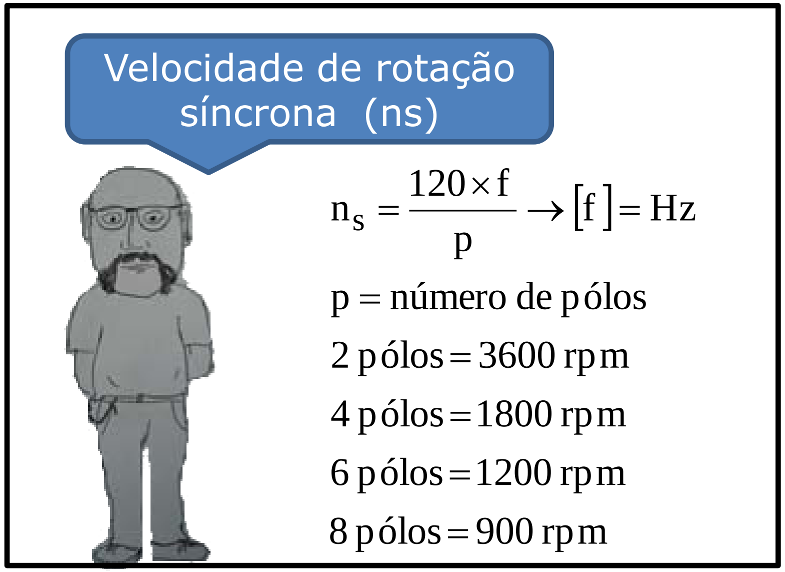
$$H_B = \frac{p_d - p_s}{\gamma}$$

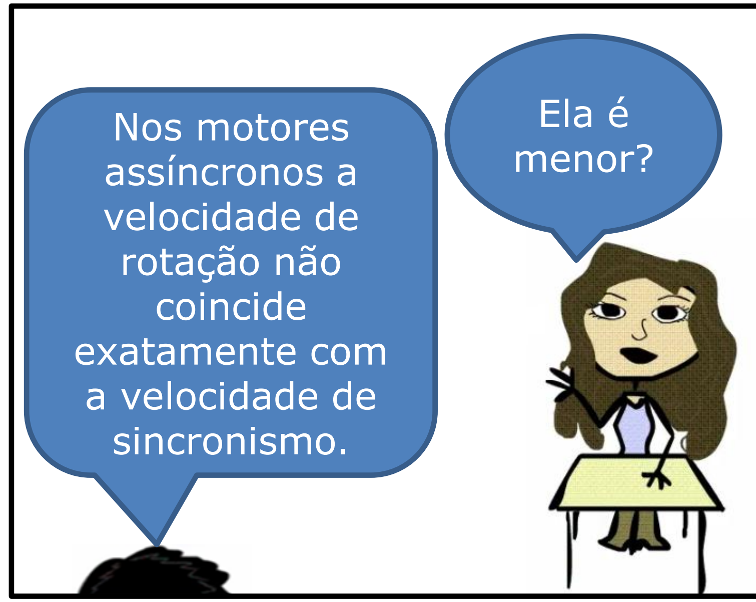
Essa carga manométrica é normalmente conhecida como carga no "shut-off", ou seja, carga desenvolvida pela bomba correspondente a vazão zero, a qual representaremos por H_{B0}.

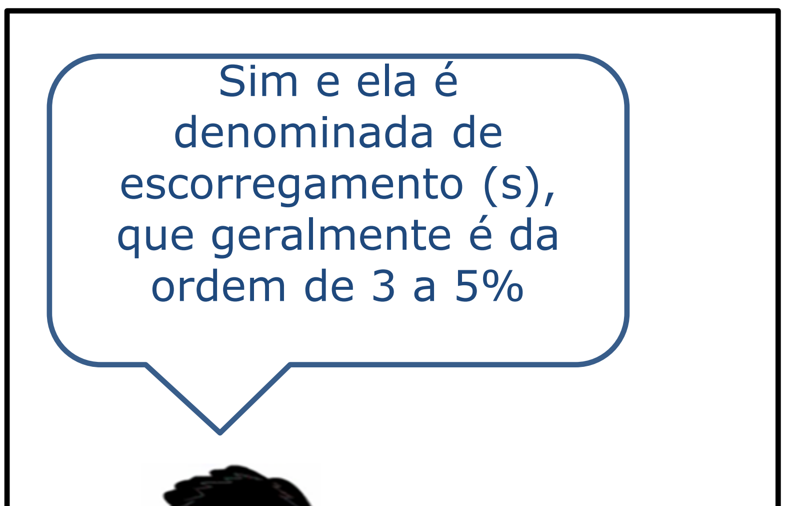
Neste ponto é importante evocar alguns conceitos relacionados aos motores elétricos.

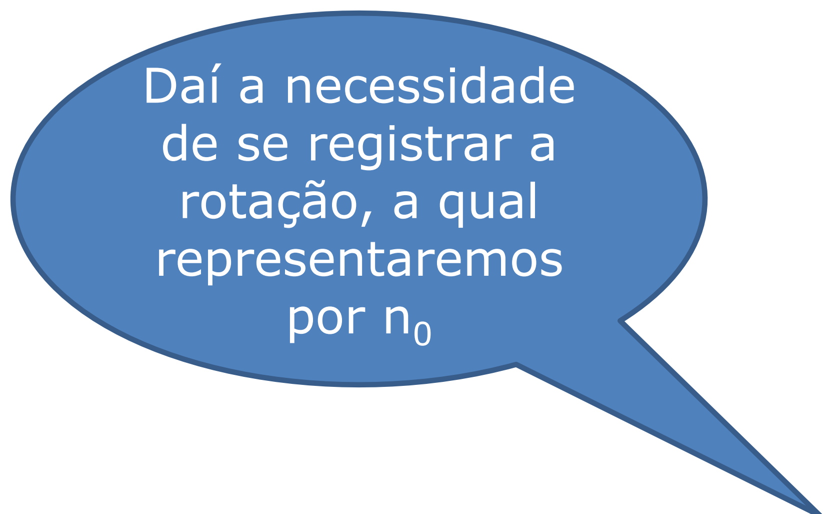

São máquinas que transformam
energia elétrica em energia mecâni
Motores elétricos
20/02/2011 - v13
primeira classificação
motores de corrente contínua
motores de corrente alternada
síncronos
assíncronos
síncronos
funcionam com a velocidade fixa
são de alto custo e utilizados para altas potências
assíncronos
a velocidade embora permaneça próxima a um determinado valor, apresenta pequena variação em função da carga a que o motor é submetido
são simples e robustos e de baixo custo

Como nas bancadas do laboratório os motores são assíncronos, nós estaremos determinando a sua rotação através do tacômetro.



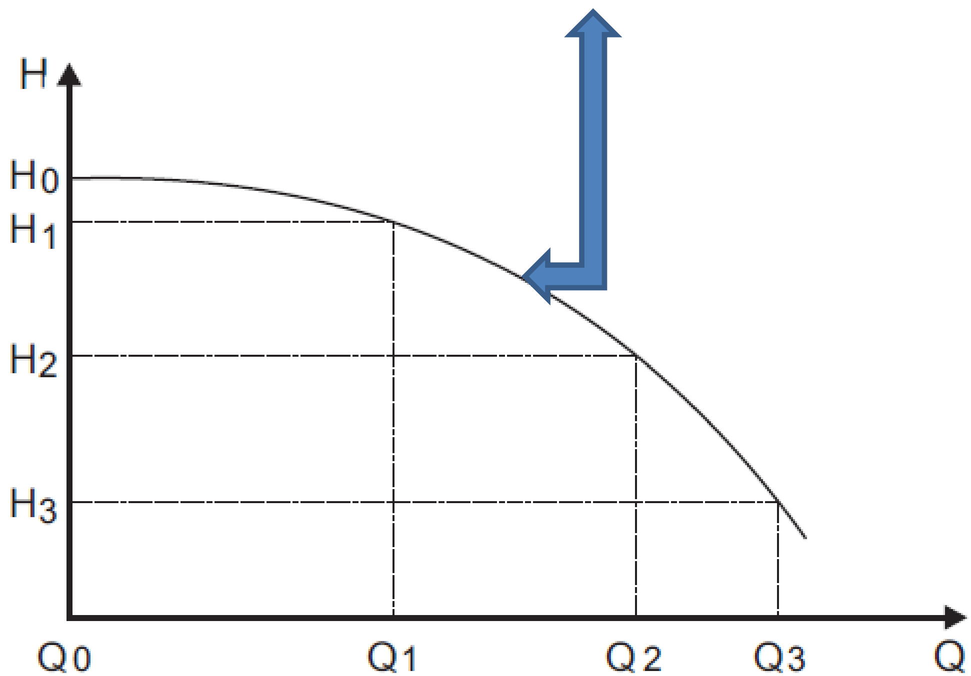






2^0 - Abre-se parcialmente a válvula, obtendo-se assim uma nova vazão, determinada pelo medidor de vazão, a qual chamaremos de Q_1 e procede-se de maneira análoga a anterior, para determinarmos a nova carga desenvolvida pela bomba nesta nova condição onde se registra a rotação, obtendo-se assim H_{B1} e n_1.

3^0 - Continuando o processo algumas vezes, obtemos outros pontos de vazão, carga e rotação, com os quais plotaremos um gráfico, onde no eixo das abcissas ou eixo horizontal teremos os valores das vazões e no eixo das ordenadas ou eixo vertical, os valores das cargas manométricas, isto para uma dada rotação, que se tratando de um motor de 2 pólos geralmente é igual a 3500 rpm.



Importante observar que a curva foi obtida quando todos os pares foram "corrigidos" para uma única rotação, que no caso foi de 3500 rpm.

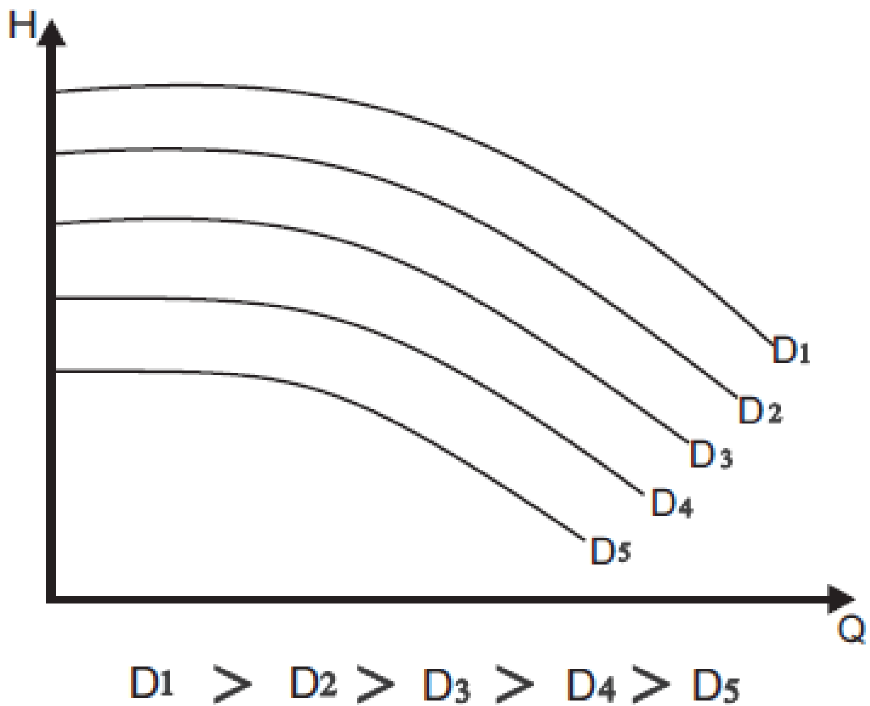
$$\frac{Q_{3500}}{3500/60} = \frac{Q_{experiência}}{n_{experiência}/60} \Rightarrow \frac{Q_{3500}}{3500} = \frac{Q_{experiência}}{n_{experiência}}$$

$$\frac{H_{B_{3500}}}{\left(3500/60\right)^2} = \frac{H_{B_{experiência}}}{\left(n_{experiência}/60\right)^2} \Rightarrow \frac{H_{B_{3500}}}{3500^2} = \frac{H_{B_{experiência}}}{n^2_{experiência}}$$

VAMOS APLICAR O QUE FOI MENCIONADO ATÉ AQUI.

Mas antes, vamos ampliar nossas reflexões.

Ao observar as curvas abaixo surge um problema



Será que os fabricantes ensaiam todos esses rotores?

NÃO!

Os fabricantes partem do diâmetro do rotor máximo e o cortam em função da necessidade. Nas curvas do exemplo, partiu-se de 266 mm e se reduziu para 247, 234 e 220 mm.

Se reduzirmos o diâmetro de um rotor radial de uma bomba, mantendo a mesma rotação, a curva característica da bomba se altera aproximadamente de acordo com as seguintes equações:

$$\frac{Q_m}{Q_p} = \frac{D_{R_m}}{D_{R_p}} ; \frac{H_{B_m}}{H_{B_p}} = \left(\frac{D_{R_m}}{D_{R_p}} \right)^2 ; \frac{N_{B_m}}{N_{B_p}} = \left(\frac{D_{R_m}}{D_{R_p}} \right)^3$$

$$\therefore \frac{D_{R_m}}{D_{R_p}} = \frac{Q_m}{Q_p} = \sqrt{\frac{H_{B_m}}{H_{B_p}}} = \sqrt[3]{\frac{N_{B_m}}{N_{B_p}}}$$

Importante salientar que existem autores que propõem que o expoente da relação de diâmetros na expressão de Q deva ser entre 0,9 e 1,1 e outros autores afirmam que este expoente deve ser 2.

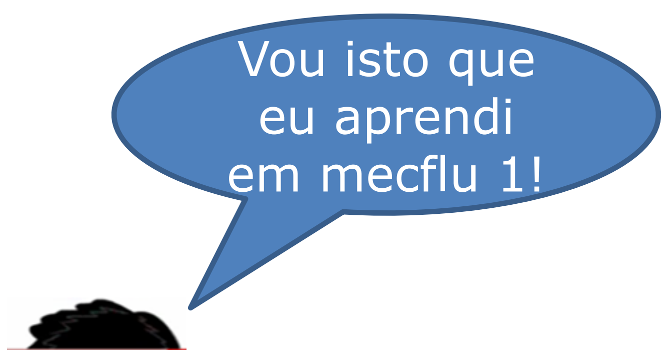
MUITOS DEVEM ESTAR PENSANDO: “MAS NÃO FOI ISSO QUE EU APRENDI EM MECFLU 1”

O PRÓXIMA SLIDE DEVE TIRAR ESSA DÚVIDA

Influência do Diâmetro do Rotor

Nesta análise é importante se distinguir duas situações diferentes. A primeira delas é quando se trata de bombas geometricamente semelhantes, isto é, bombas cujas dimensões físicas têm um fator de proporcionalidade constante. Neste caso, a análise dos parâmetros adimensionais fornece as relações:

$$\frac{Q_p}{Q_m} = \left(\frac{D_{Rp}}{D_{Rm}}\right)^3; \qquad \frac{H_{Bp}}{H_{Bm}} = \left(\frac{D_{Rp}}{D_{Rm}}\right)^2 \quad \text{e} \quad \frac{N_{Bp}}{N_{Bm}} = \left(\frac{D_{Rp}}{D_{Rm}}\right)^5$$



A outra situação é aquela na qual existe uma redução no diâmetro externo do rotor, permanecendo as outras características físicas constantes. Esta alternativa é utilizada pelos fabricantes de bombas para ampliar a faixa de operação de suas máquinas. Desta forma, são montadas bombas com volutas idênticas, porém com rotores de diâmetro diferentes. Deve-se ter em mente que esta redução é limitada, pois a redução grande do diâmetro do rotor faz com que a eficiência da bomba seja bastante reduzida. Na prática esta redução está limitada a cerca de 20% do maior rotor. Neste caso, a análise não pode ser feita diretamente pelos parâmetros adimensionais. Pela recomendação de Karassik e Stepanoff, temos :

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \left(\frac{D_{R2}}{D_{R1}} \right); \qquad \frac{H_{B2}}{H_{B1}} = \left(\frac{D_{R2}}{D_{R1}} \right)^2 \quad \text{e} \quad \frac{N_{B2}}{N_{B1}} = \left(\frac{D_{R2}}{D_{R1}} \right)^3$$

E aí existe outra possibilidade ...

Se evocarmos que as vazões variam com os quadrados dos diâmetros dos rotores, respectivamente:

$$\frac{Q_p}{Q_C} = \frac{D_{Rp}^2}{D_{Rm}^2}$$

podemos ficar em dúvida com a relação dada anteriormente (Karassik e Stepanoff) e para eliminá-la, considerando a curva dada no slide a seguir, verifique qual relação que você recomendaria usar? Justifique.

KSB Meganorm 80 - 250 - IV pólos (1750 rpm)